Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 86 (1968)
Heft: 26

Artikel: Modellversuche und Aufwertungsstudien an Wasserturbinen
Autor: Osterwalder, Jörg
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-70069

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 22.07.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, ZÜRICH

Modellversuche und Aufwertungsstudien an Wasserturbinen

DK 621.224.3:621.22.018

Von Prof. **Jörg Osterwalder**, Technische Hochschule Darmstadt

Nach einem Zeitraum von nahezu fünfzig Jahren in der Entwicklung von Kaplanturbinen stellt sich die Frage, wozu jetzt und in absehbarer Zukunft noch Anstrengungen für weitere Verbesserungen erforderlich sind, und welche Überlegungen die beträchtlichen Aufwendungen für Modellversuche rechtfertigen. Die Antwort darauf kann wie folgt gegeben werden: Die Verluste der Turbine wirken sich direkt auf den Ertrag einer Wasserkraftanlage aus. Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen, die in den letzten Jahren in zunehmendem Masse angestellt wurden, zeigen, dass Wirkungsgradunterschiede von wenigen Zehntelprozent mit einem wesentlichen Anteil des Turbinenpreises zu bewerten sind. Der Hersteller ist also bestrebt, Spitzenwerte anzubieten. Je mehr man sich jedoch einer oberen Grenze nähert, desto schwieriger werden die Aufgaben und desto vielfältiger die Einflüsse, die bei den Versuchsarbeiten zu berücksichtigen sind.

Das wird besonders anschaulich, wenn man bedenkt, dass sich von Projekt zu Projekt die geometrischen und hydraulischen Gegebenheiten ändern und dass sich kleine und kleinste Unterschiede bei der Formgebung von Laufrad, Saugrohr, Spirale usw. spürbar auf den Wirkungsgrad auswirken können. Angestrebt werden hohe Wirkungsgrade im ganzen Beaufschlagungs- und Fallhöhenbereich unter Einhaltung gedrängter Hauptabmessungen sowie einer fabrikatorisch und bautechnisch zweckmässigen Formgebung. Die Forderung nach guten Kavitationseigenschaften bedingt zusätzliche Versuche an besonderen Prüfständen (Bild 1). Kleine Kavitationsziffern ermöglichen die Verwendung gedrängter, spezifisch hoch belasteter Turbinen mit geringem Aushub für das Saugrohr oder gestatten, günstige Einbaukoten verwirklichen.

Die zulässigen Kavitationsgrenzwerte zur Vermeidung kavitationsbedingter Wirkungsgradverluste und zur Verhütung von Materialschäden werden in der Regel für jedes neu entwickelte Laufrad bestimmt. Dabei besteht jedoch die Schwierigkeit, dass gute Kavitationsbeiwerte und hohe Wirkungsgrade unterschiedliche konstruktive Massnahmen, insbesondere bei der Schaufelformgebung, erfordern. Neben den erwähnten Hauptfaktoren η und σ spielen das Betriebsverhalten charakterisierende Grössen eine bedeutende Rolle. Dazu gehören Geräusche, Vibrationen, Durchgangsdrehzahlen, Abschaltvorgänge, Axialschub und Belüftungsmöglichkeiten. Im Laufe der Jahre haben die technischen Anforderungen und die zugehörigen Investitionen ganz erheblich mit den gesteigerten Leistungen zugenommen.

Eine wichtige Aufgabe besteht in der kontinuierlichen Weiterentwicklung einzelner Turbinenteile wie zum Beispiel der Laufschaufeln. Bei dieser Arbeit dient die Theorie als Wegweiser für das in der Regel sehr umfangreiche Versuchsprogramm. Die Methoden für den Entwurf von Kaplanturbinen waren in den letzten Jahrzehnten Gegenstand zahlreicher Änderungen und Verfeinerungen, auf die jetzt kurz eingegangen werden soll.

Anfangs der zwanziger Jahre sind die Laufschaufeln meistens in Anlehnung an schnelläufige Francisturbinen konstruiert worden. Sobald Messergebnisse für mehrere Laufräder vorlagen, erfolgte die Weiterentwicklung unter Verwendung empirischer Gleichungen auf statistischer Grundlage. Erst nachdem die Gittertheorie in den dreissiger Jahren Eingang fand, kann man von einer eigentlichen Berechnung sprechen. Durch praktische Anwendung der über Geschwindigkeitsverteilungen, Druckziffern, Saugrohrwirkungsgrade, Auftriebsbeiwerte usw. Aufschluss gebenden und in Luftturbinenversuchen ermittelten Daten führte diese Methode zu Beschaufelungen mit guten Wirkungsgraden und brauchbaren Kavitationseigenschaften. Messungen an Beschleunigungsgittern mit verschiedenen Profilformen, Teilungsverhältnissen und Staffelungswinkeln sowie entsprechende Angaben über Gittereinflusszahlen können die Berechnungsunterlagen noch wesentlich verfeinern [1], [2].

Als abschliessende Kontrolle und in Ergänzung zu den üblichen Wirkungsgrad- und Kavitationsmessungen werden die Strömungsverhältnisse der neu entwickelten Modellturbinen zweckmässigerweise an hydraulischen oder aerodynamischen Prüfständen untersucht. Von einer zutreffenden Berechnungsmethode darf erst gesprochen werden, wenn die vorgegebenen Berechnungsdaten mit den Ergebnissen dieser Messungen übereinstimmen und die vorausberechneten Geschwindigkeitsdreiecke von den späteren Strömungsmessungen bestätigt werden (Bild 2).

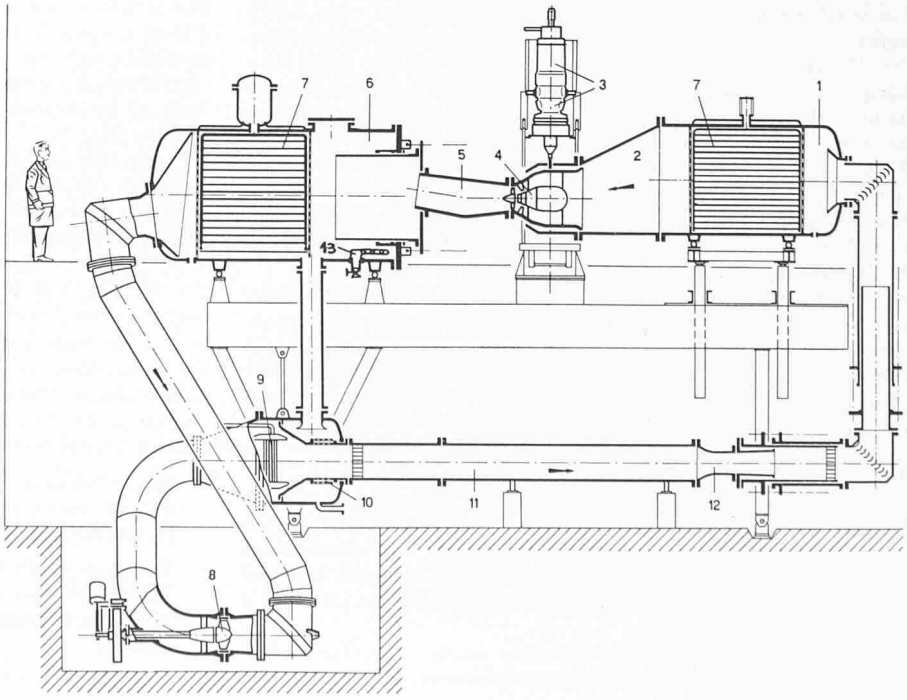


Bild 1. Prüfstand zur Durchführung von Versuchen mit Gas oder Wasser an Kaplan-Modellturbinen für kleinere und mittlere Fallhöhen und an Rohrturbinen. Durch Verwendung von Freon R 12 unter erhöhtem Druck lässt sich *Re* bis etwa $1{,}6 \cdot 10^7$ steigern, so dass Aufwertungsstudien in einem verhältnismässig grossen Bereich möglich sind.

1 Oberwasserkessel
2 Einlauf
3 Turbinenblock mit elektrischer Leistungsbremse
4 Modell-Rohrturbine
5 Saugrohr
6 Unterwasserkessel
7 Luftabscheider
8 Regulierbare Kaplanpumpe
9 Kreislaufkühler
10 Bypass
11 Messstrecke mit Gleichrichter
12 Venturimesser
13 Dampfspeisung

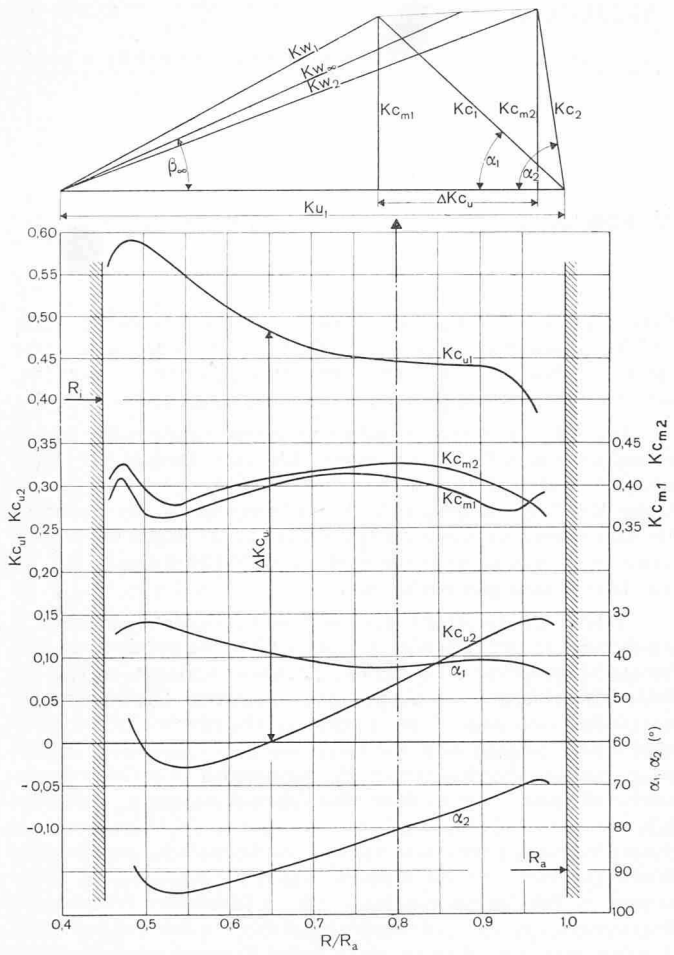


Bild 2. Ausgewertete Ergebnisse von Strömungsmessungen an Kaplanturbinen. Oben das durch Versuche bestimmte Geschwindigkeitsdreieck für den Zylinderschnitt $R/R_a = 0{,}8$, unten der Verlauf der charakteristischen Geschwindigkeiten und Winkel in Abhängigkeit von R/R_a. Die wirklichen Geschwindigkeiten c, w, u werden aus den dimensionslosen Werten Kc, Kw, Ku durch Multiplikation mit dem Faktor $\sqrt{2gH}$ erhalten

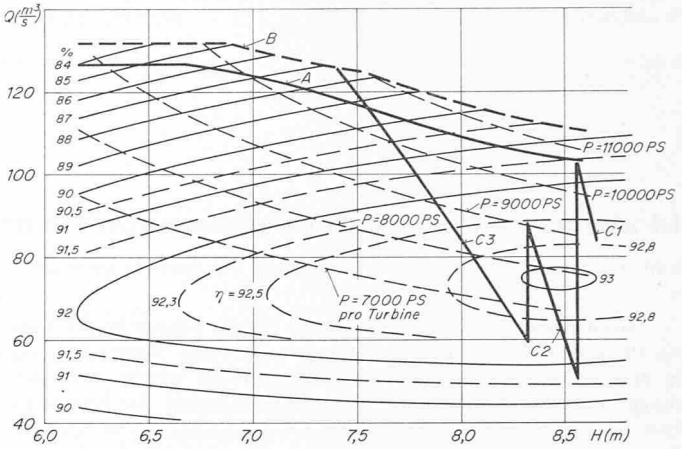


Bild 3. Muscheldiagramm einer Kaplan-Rohrturbine (Kurven gleichen Wirkungsgrades η und gleicher Leistung P pro Turbine in Abhängigkeit von der Netto-Fallhöhe H und dem Volumenstrom Q) mit Angabe der Einsatzlinien C_1, C_2 und C_3 für den Betrieb mit einer, zwei oder drei Maschinen (Drehzahl n = 100 U/min). A Vollast, B Maximale Überlast (informatorisch, keine Kavitationsgarantie)

Tabelle 1.

Tage pro Jahr	1	10	50	100	200	300	350	365
$Q_F/Q_{F\max}$	1,00	0,69	0,47	0,37	0,26	0,18	0,13	0,07
$H/H_{\max}$	0,35	0,53	0,71	0,78	0,86	0,91	0,94	1,00

Tabelle 2.

Gruppen in Betrieb	Einsatztage pro Jahr	Fallhöhenbereich $H/H_{\max}$	Durchflussmenge aller Turbinen als Anteil der Ausbaumenge Q/Q_A
1	3	0,99–1,00	0,12–0,17
2	40	0,95–0,99	0,17–0,30
3	73	0,92–0,95	0,30–0,42
4	249	0,71–0,92	0,42–1,0

Die Ergebnisse solcher Entwicklungsversuche lassen sich schliesslich als Muscheldiagramm, als Kavitationscharakteristik und in Form von Schaubildern für die Durchgangsdrehzahl, den Axialschub und die Lauf- und Leitschaufel-Verstellmomente darstellen. Für die Verwendung dieser Unterlagen beim Entwurf eines Kraftwerkes geht man in der Regel von der Abflussdauerlinie des betreffenden Flusses aus, wie sie sich aus dem Mittelwert der meist langjährigen täglichen Pegelablesungen ergibt. Tabelle 1 gibt ein Beispiel für ein Laufkraftwerk mit sechs Kaplanturbinen. Dabei versteht man unter $Q_F/Q_{F\max}$ den relativen sekundlichen Volumenstrom, der in der angegebenen Zeit nicht unterschritten wird, während $H/H_{\max}$ die dem Volumenstrom Q_F zugeordnete relative Nettofallhöhe der Turbine bezeichnet. Bei in der Regel gleichbleibendem Oberwasserspiegel steigt die Unterwasserkote mit Q_F an und H fällt entsprechend den Tabellenwerten.

Die grösste Durchflussmenge Q_A, die in den Turbinen verarbeitet wird, die sogenannte Ausbaumenge, ist begrenzt; sie entspricht im gegebenen Fall der Abflussmenge Q_F, wie sie während 50 Tagen im Jahr geboten wird. Das Kraftwerk arbeitet somit im langjährigen Durchschnitt rund 50 Tage mit Überlauf. Diese und weitere, in der Regel von den Kraftwerks-Gesellschaften durchgeführten Untersuchungen energiewirtschaftlicher Natur entscheiden unter anderem über die Anzahl und Grösse der Turbineneinheiten.

Die Nutzungszeiten bzw. die Anzahl der Tage im Jahr für den Betrieb mit beispielsweise zwei, drei oder vier Maschinensätzen ergeben sich nach Tabelle 2 zwangsläufig aus der Abflussdauerlinie, den zugeordneten Fallhöhen und den Turbinenkennlinien. Das hier betrachtete Beispiel ist wiederum ein Laufkraftwerk, jedoch nur mit vier Kaplanturbinen.

Der Einsatz verschiedener Gruppen erfolgt im Hinblick auf beste Wirkungsgrade der Turbinen im entsprechenden Betriebsbereich. Die Maschinen sollen schliesslich so bemessen werden, dass sich eine möglichst hohe Jahresarbeit in kWh ergibt. Da die Winter- und Sommerarbeit u. U. nach verschiedenen Tarifen bewertet wird, werden die Abflussdauerlinien und Jahresarbeitsberechnungen nach Saison und in manchen Fällen auch nach Übergangszeiten unterschieden. Solche Studien führen schliesslich zu einem fest umgrenzten Betriebsbereich der Turbine, für den der Hersteller Wirkungsgradverpflichtungen eingeht. In der Regel wird der Wirkungsgrad für mehrere Betriebsfallhöhen in Abhängigkeit vom Volumenstrom angegeben (Bild 3).

Der Garantiebereich ist von Anlage zu Anlage oft recht unterschiedlich. Bisweilen beurteilt man die Wirkungsgrade nach einer Punktbewertungsmethode, die der Abflussdauerlinie bzw. der Jahresarbeit des projektierten Kraftwerks gerecht wird, und man spricht dann von einem garantierten mittleren gewichteten Wirkungsgrad. Manchmal wird die Vollast hoch bewertet, in anderen Fällen der Bestlastbereich; ähnlich verhält es sich mit den Betriebsfallhöhen.

In der Regel enthält die Ausschreibung Bestimmungen, wonach die garantierten Wirkungsgrade nachgewiesen werden müssen. Zu diesem Zweck können Messungen an der Grossanlage durchgeführt werden. In den letzten Jahren wurden jedoch in zunehmendem Masse Modellabnahmeversuche bevorzugt, die folgende Vorteile bieten [3]:

— Bei frühzeitiger Bestellung können Verbesserungsvorschläge, die sich aus dem Laborversuch ergeben, an der Ausführung noch berücksichtigt werden.

— Der Auftraggeber erhält Aufschluss über das Verhalten seiner Turbine im gesamten Betriebsbereich, einschliesslich Axialschub, Anfahrdrehmoment, Durchgangsdrehzahl und Kavitationseigenschaften.

— Die hohen Kosten für Abnahmeversuche an der Grossanlage

fallen fort, desgleichen die unvermeidlichen Betriebsstörungen durch langandauernde Messungen.

— Höhere Messgenauigkeit, vor allem wenn eine genaue Bestimmung der Wassermenge bei der Grossanlage schwierig ist (z. B. Flusskraftwerk).

Bei der Übertragung der Modellversuchsergebnissse auf die Verhältnisse der Grossanlage spielt die Aufwertungsfrage eine wichtige Rolle. Je nach der Formel (z. B. «Ackeret», «Hutton», «Moody») kann auf höhere oder niedrigere Wirkungsgrade der Grossausführung geschlossen werden. Die Unterschiede liegen insbesondere bei Kaplanturbinen meistens innerhalb der Messungenauigkeit des Abnahmeversuches an der Grossanlage, Bild 4.

Da bisher nur wenige Grossanlagen streng geometrisch ähnlich zur entsprechenden Modellturbine ausgeführt worden sind und die Messungenauigkeit von ± 1 bis 2% von der Grössenordnung der Aufwertung selbst ist, sind keine experimentellen Hinweise für die Genauigkeit der einen oder anderen Formel möglich. Dies um so mehr, wenn man beachtet, dass die Modellversuche gleichfalls mit einer – wenn auch wesentlich kleineren – Messungenauigkeit behaftet sind und ferner, dass kleine, nicht vermeidbare Abweichungen der geometrischen Modellähnlichkeit mitspielen.

Beim Studium der Aufwertungsfrage geben Strömungsmessungen an vollständigen Modellturbinen und deren Konstruktionselemente sowie Rauhigkeitsuntersuchungen und Wirkungsgradvergleiche wertvolle Hinweise. Bisweilen ist eine mehr ins einzelne gehende Untersuchung der Aufwertung nützlich. Dies ist u. a. der Fall, wenn Modellturbinenwirkungsgrade von Prüfständen mit unterschiedlichen Versuchsfallhöhen und Laufdurchmessern verglichen werden sollen.

Ausgehend von den für Kaplanturbinen gebräuchlichen Formeln von «Ackeret» bzw. «Hutton» [4] [5] ergibt sich das Aufwertungsgesetz allgemein ausgedrückt zu:

$$(1) \qquad \frac{1-\eta_{\mathrm{Anl}}}{1-\eta_{\mathrm{Mod}}} = V\left(\frac{Re_{\mathrm{Mod}}}{Re_{\mathrm{Anl}}}\right)^{1/n^*} + (1-V)\,.$$

V ist der von der Beaufschlagung abhängige Anteil der aufwertbaren Reibungsverluste (Bild 5) und n^* hängt von dem der Aufwertungsformel zugrundegelegten Widerstansdgesetz $c_f = f(Re)$ bzw. $\lambda = f(Re)$ ab. Einige der bekannten Aufwertungsformeln gehen vom Widerstandsgesetz von «Blasius» für hydraulisch glatte Rohre aus ($n^* = 4$)

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{1/4}}\,.$$

Andere Formeln, wie z. B. die von «Ackeret» und «Hutton», bauen auf dem Widerstandsgesetz von «Blasius» für hydraulisch glatte Platten mit $n^* = 5$ auf:

$$c_f = \frac{0{,}074}{Re^{1/5}}\,.$$

Die Annahme von Plattenreibung ist bei Kaplan- und Propellerturbinen naheliegend, da die Laufschaufelverluste V_L – abgesehen vom Voll- und Überlastbereich – stark überwiegen (Bild 6). In diesem Beaufschlagungsbereich nimmt hingegen der Reibungsverlustanteil der Saugrohrströmung V_{Sg} eine vergleichbare Grössenordnung an, so dass die Untersuchung der Widerstandsgesetze für Rohre hier miteinbezogen werden soll.

Zu beachten ist ferner, dass die bekannten Aufwertungsformeln das Vorhandensein der laminaren Anlaufstrecke nicht berücksichtigen. Im Bereich der Eintrittskanten ist die Grenzschicht sehr dünn und schlägt erst weiter hinten, wo der Ausdruck $w_1\,\vartheta/\nu$ (mit ϑ = Grenzschichtdicke) einen kritischen Wert überschreitet, in die den Aufwertungsgesetzen zugrundegelegte turbulente Form um. Bei entsprechend ausgebildeten Eintrittskanten und besonders störungsfreier Anströmung kann der erwähnte kritische Wert bekanntlich recht hoch liegen.

Im Falle der sehr unterschiedlichen Zuströmverhältnisse, Profilformen und Störungsfaktoren (Vorturbulenz) im Zulauf einer Turbine ist es kaum möglich, eine Aussage über die Umschlagstelle der an Druck- und Saugseite verschiedenen laminaren Anlaufstrecke zu machen. Bei einer wirksamen Grössenordnung dieser Strecke ergäben sich nach Bild 7 reduzierte c_f-Werte im Re-Bereich der Modelle und praktisch gleiche Verhältnisse bei Grossanlagen. Die dadurch bedingte Verringerung der Wirkungsgradaufwertung stände aber im Gegensatz zu den mit Modellturbinen gemachten Versuchserfahrungen (Re-Variation) und auch zu den Aufwertungsergebnissen von Grossanlagen. Demzufolge wird angenommen, dass die erwähnten Störungen das Turbulentwerden der Grenzschicht erheblich beeinflussen, und dass das Widerstandsgesetz für die turbulente Strömung mit ausreichender Genauigkeit für die Aufwertung verwendet werden darf. (Weitere Studien in dieser Richtung wären sicher von Interesse.) Zu beachten ist allerdings, dass der Gültigkeitsbereich der genannten Gesetze von Blasius für die bei Grossanlagen heute üblichen

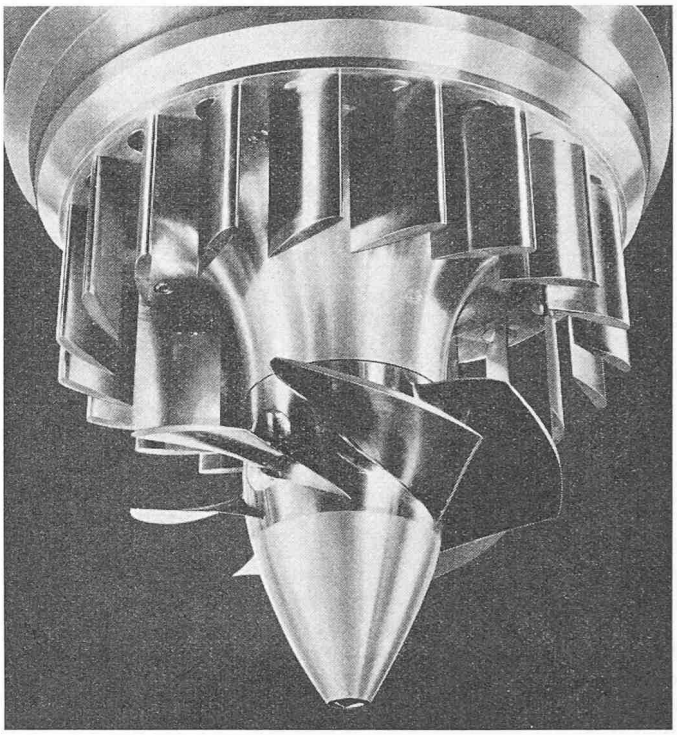


Bild 4. Modellturbine, die bei Abnahmeversuchen für eine Grossanlage mit sechs Propellerturbinen von je 47 000 PS verwendet wurde. Zuverlässige Ergebnisse erfordern neben hochentwickelter Messtechnik auch grösste Genauigkeit der Modelle

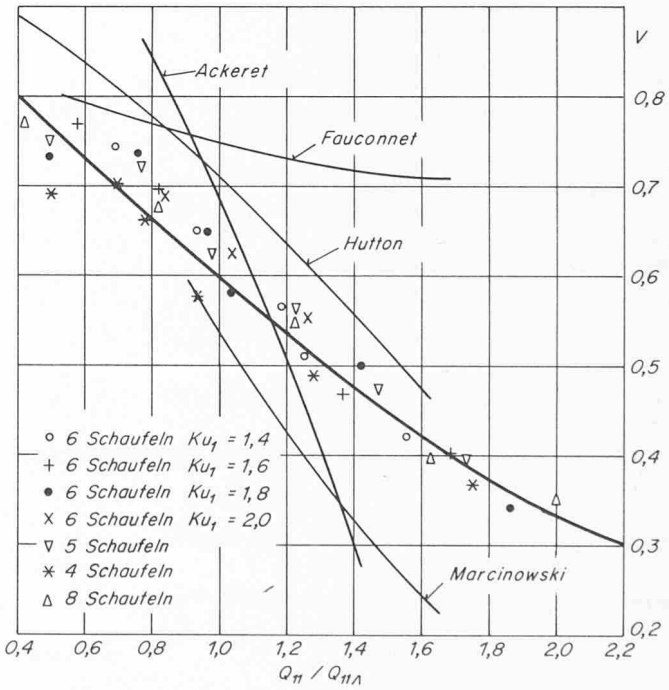


Bild 5. Die Strömungsverluste einer Wasserturbine setzen sich aus einem nicht aufwertbaren kinetischen Anteil (1-V) und einem aufwertbaren Reibungsanteil V zusammen. Die Aufteilung erfolgt auf Grund von Verlustanalysen. Das Bild zeigt die Ergebnisse solcher Analysen (Werte V) in Abhängigkeit des Volumenstrom-Verhältnisses für Kaplanturbinen mit 4- bis 8schaufligen Laufrädern

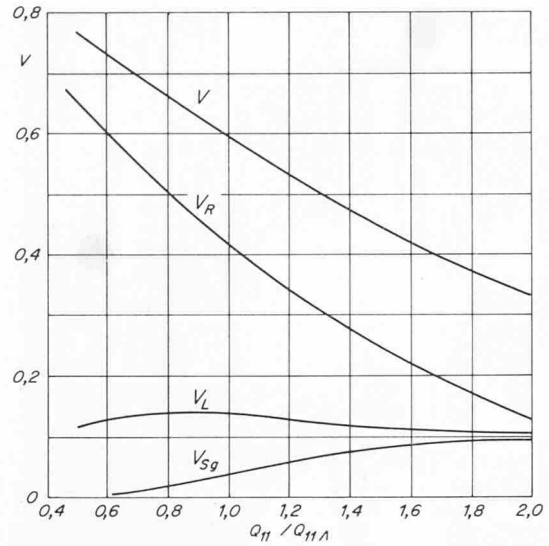


Bild 6 (links). Aufteilung des aufwertbaren Verlustanteils V auf Laufrad V_R, Saugrohr V_{Sg} und übrige Teile V_L in Abhängigkeit vom Volumenstrom-Verhältnis

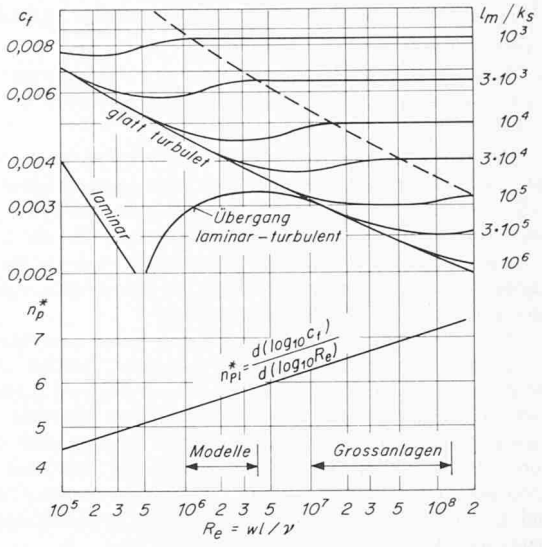


Bild 7 (rechts). Widerstandsverlustbeiwerte in Abhängigkeit von der Reynoldsschen Zahl Re für die längs angeströmte ebene Platte mit glatter und sandrauher Oberfläche. Der zur Aufwertung für Kaplanturbinen geeignete Exponent n^*_p bezieht sich auf die Kurve «glatt-turbulent»

Reynoldszahlen $Re = 10^7$ bis 10^8 und darüber nicht ausreicht (Bild 7).

Für Plattenreibung eignet sich die Interpolationsformel von *H. Schlichting* hingegen sehr gut, da sie im ganzen praktisch vorkommenden Bereich der turbulenten Strömung gilt. Unter Vernachlässigung des Einflusses der laminaren Anlaufstrecke lautet diese Formel:

$$c_f = \frac{0{,}455}{(\log Re)^{2,58}} \,. \tag{2}$$

Sie ist als Aufwertungsgrundlage etwas unpraktisch, lässt sich aber in eine Exponentialfunktion umwandeln. Logarithmiert man den Ausdruck, so ergibt die erste Ableitung den gesuchten Exponenten n_P^*.

$$\log c_f = \log 0{,}455 - 2{,}58 \log (\log Re)$$

$$\frac{d(\log c_f)}{d(\log Re)} = -2{,}58 \frac{1}{\log Re \ln 10} \tag{3}$$

$$\text{mit} \quad \ln 10 = 2{,}30259 \,.$$

Der Zusammenhang mit n_P^* ist wie folgt, [vgl. Aufwertungsformel (1)]:

$$\frac{c'_{f\,\mathrm{Anl}}}{c_{f\,\mathrm{Mod}}} = \left(\frac{Re_{\mathrm{Mod}}}{Re_{\mathrm{Anl}}}\right)^{1/n_P^*}$$

$$\frac{1}{n_P^*} = -\frac{\log c_{f\,\mathrm{Anl}}}{\log Re_{\mathrm{Anl}}} \frac{-\log c_{f\,\mathrm{Mod}}}{-\log Re_{\mathrm{Mod}}} = -\frac{\Delta(\log c_f)}{\Delta(\log Re)}$$

$$\lim_{\Delta(\log Re) \to 0} -\frac{\Delta(\log c_f)}{\Delta(\log Re)} = -\frac{d(\log c_f)}{d(\log Re)} = \frac{1}{n_P^*}$$

somit ergibt sich gemäss Formel (3):

$$\frac{1}{n_P^*} = -\frac{d(\log c_f)}{d(\log Re)} = \frac{2{,}58}{\ln 10} \frac{1}{\log Re}$$

$$n_P = \frac{2{,}30259}{2{,}58} \log Re = 0{,}893 \log Re \,. \tag{4}$$

Für die Aufwertung wird der mittlere Exponent des entsprechenden Re-Bereiches verwendet (Bild 7).

$$n^*_{P\,\mathrm{mittel}} = 0{,}446 \,(\log Re_{\mathrm{Anl}} + \log Re_{\mathrm{Mod}}) \,. \tag{5}$$

Beispielsweise ergeben sich für $n^*_{P\,\mathrm{mittel}}$ folgende Werte:

Re_{Mod}	Re_{Anl}	n_P^* (mittel)
10^6	10^8	6,25
10^6	10^7	5.80
3.10^6	7.10^7	6,39

Die Definition von Re spielt eine Rolle, da der Exponent n_P^* an einen bestimmten Re-Bereich gebunden ist. Re wird im Falle der Laufschaufelströmung auf die mittlere Schaufellänge l_{mittel} und die entsprechende Relativgeschwindigkeit w_∞ bezogen.

$$Re = \frac{w_\infty l_{\mathrm{mittel}}}{\nu} \;; \quad w_\infty \sim 0{,}037\, n\, D_1 \tag{6}$$

n in U/min ; D_1 in m ; ν in m²/s .

Zur Ermittlung des Exponenten n_R^* der turbulenten Rohrströmung wird vom Prandtlschen Widerstandsgesetz für glatte Oberflächen ausgegangen:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log \frac{Re\sqrt{\lambda}}{2{,}51} \,. \tag{7}$$

n_R^* lässt sich auf ähnliche Weise herleiten wie dies für Plattenreibung der Fall war, Formeln (3) bis (5).

$$\frac{1}{n_R^*} = -\frac{d \log \lambda}{d \log Re} \;; \quad n_R^* = 1{,}06 \log Re - 0{,}52 \,. \tag{8}$$

Für die Aufwertung wird gleichfalls vom mittleren Exponenten des betreffenden Re-Bereiches ausgegangen:

$$n_R^* = 0{,}53\,(\log Re_{\mathrm{Anl}} + \log Re_{\mathrm{Mod}}) - 0{,}52 \,. \tag{9}$$

Bei gleichen Reynoldszahlen ist n_R^* etwa 10 % grösser als n_P^* .

Da die auf Absolutgeschwindigkeiten bezogenen Re-Werte der Saugrohr- oder Spiralrohrströmung niedriger sind als die des Laufschaufelgitters, ergeben sich für die Aufwertung wesentlich kleinere Unterschiede der Exponenten. Berücksichtigt man ferner, dass für die Gesamtturbine ein mittlerer, der Verlustverteilung entsprechend gewichteter Globalexponent n^* zutrifft (Bild 9), so sind die erwähnten Unterschiede nur noch von geringer Bedeutung. n_P^* gemäss Formeln (5) und (6) kann daher mit ausreichender Genauigkeit auch als Globalexponent n^* verwendet werden.

$$n^* \approx n_P^* \,.$$

Im üblichen Aufwertungsbereich von Modell zu Modell mit $Re = 10^6$ bis 4.10^6 stellt $n^* = 5{,}8$ ein vernünftiges Mittelmass dar, und für den Bereich Modell → Grossanlage mit Re_{Anl} bis etwa 10^8 liegt diese Zahl bei $n^* = 6{,}3$. Dabei handelt es sich um angenäherte Werte. Genaue Daten ergeben sich von Fall zu Fall entsprechend dem zugeordneten Re-Bereich aus den Formeln (4) und (5). Abweichungen $\Delta n^* = \pm 0{,}2$ beeinflussen die Aufwertungshöhe nur geringfügig.

Bild 8 zeigt ein Aufwertungsbeispiel mit Vergleichen, wie sie sich aus der Anwendung der bekannten Formeln von «Ackeret» und «Hutton» ergeben. Im Bereich besten Wirkungsgrades besteht eine gute Übereinstimmung mit der «Ackeret»-Formel, wie sie in der Praxis, das heisst mit $V = 0{,}5$, angewendet wird. Der Unterschied der Verlustaufteilungsziffer V wird durch die Abweichungen des Exponenten n^* annähernd kompensiert. Dies trifft natürlich nur für den besonderen Beaufschlagungsbereich zu. Wie bereits erwähnt, gelten

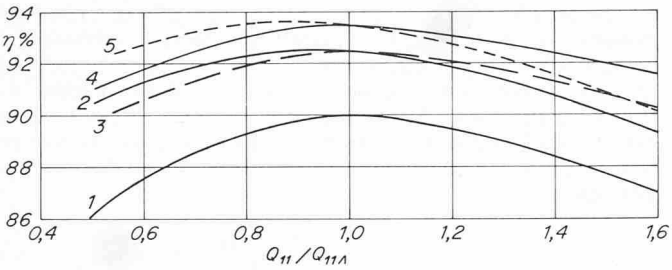


Bild 8. Beispiel der Wirkungsgradaufwertung einer Kaplan-Modellturbine mit D_1 = 0,6 m; H = 2,0 m auf die Grossausführung mit D_1 = 6,0 m; H = 20 m

Kurve 1: Modellwirkungsgrad
Kurve 2: Aufwertung nach Gl. (5); n^* = 6,3; V = variabel, entspr. Bild 5
Kurve 3: Aufwertung nach Ackeret; n^* = 5 ; V = 0,5
Kurve 4: Aufwertung nach Hutton; n^* = 5 ; V = 0,7
Kurve 5: Aufwertung nach Hutton; n^* = 5 ; V = variabel, entspr. Bild 5

diese Studien nur unter Voraussetzung hydraulisch glatter Oberflächen. Es wird also angenommen, dass die grössten Rauhigkeitserhebungen von Modell und Grossanlage innerhalb der laminaren Unterschicht der betreffenden turbulenten Strömung liegen.

Die Ermittlung des Anteils V der aufwertbaren Reibungsverluste stützt sich auf Einzelverlustanalysen im interessierenden Betriebsbereich (Ku_1 und Q_{11}) verschiedener Kaplanturbinentypen (ND, MD, HD). Vergleichsversuche, Strömungsmessungen und theoretische Betrachtungen ermöglichen die Aufteilung in Einzelverluste. Durch Vergleich der Summe aller Einzelverluste mit den am Prüfstand gemessenen Turbinenwirkungsgraden kann das Resultat dieser Analyse überprüft werden, und es ergeben sich Hinweise für die Brauchbarkeit der Ansätze. Werden derartige Kontrollen für verschiedene Turbinen durchgeführt, so kann die Genauigkeit noch erhöht werden. Zur Bestimmung von V ist eine weitere Unterteilung in kinetisch bedingte und durch Reibung verursachte Verluste erforderlich (Bild 5). Etwas vereinfacht wird die Aufgabe dadurch, dass der Reibungsanteil besser übersehen werden kann und die kinetischen Verluste als Restbetrag übrigbleiben. Man erkennt, dass die vornehmlich reibungsbedingten Laufradverluste im Teillastbereich überwiegen, während die durch das Saugrohr verursachten kinetischen Verluste vor allem im Vollastgebiet zur Auswirkung gelangen.

Bild 6 veranschaulicht eine mehr differenzierte Unterteilung der Reibungsverluste auf die einzelnen Turbinenelemente. Bei der Ermittlung von V_{Sg} wurde in Übereinstimmung mit «Hutton» angenommen, dass 20% der Saugrohrverluste durch Oberflächenreibung verursacht werden.

Der vorliegende Beitrag zum Aufwertungsproblem führt schliesslich zur folgenden Formel:

$$(10) \qquad \frac{1-\eta_{\mathrm{Anl}}}{1-\eta_{\mathrm{Mod}}} = V\left[\left(\frac{H_{\mathrm{Mod}}}{H_{\mathrm{Anl}}}\right)^{\frac{1}{2}} \frac{D_{1\,\mathrm{Mod}}}{D_{1\,\mathrm{Anl}}} \frac{\nu_{\mathrm{Anl}}}{\nu_{\mathrm{Mod}}}\right]^{\frac{1}{n^*}} + (1-V).$$

Bei der Aufwertung von Modell zu Modell bezieht sich der Index «Anl» auf die Modellturbine mit der höheren *Re*-Zahl. Der von der Beaufschlagung abhängige aufwertbare Verlustanteil V ist in Bild 5 dargestellt und der Exponent n^* ergibt sich aus den Formeln (5) und (6). Bei der Aufwertung von Modell zu Modell ist n^* = 5,8 ein ausreichend genauer Mittelwert, und im Bereich Modell → Grossanlage kann n^* = 6,3 eingesetzt werden. Die praktische Anwendung der Aufwertungsformel (10) wird durch das Nomogramm Bild 9 erleichtert.

Rauhigkeitseinflüsse sind nur schwer erfassbar und werden in der Regel nicht in die Aufwertung einbezogen. Im Hinblick auf die mechanische Bearbeitung der um- oder durchströmten Turbinenteile sind jedoch Kenntnisse über eine allfällige Verlustvermehrung bzw. Wirkungsgradeinbusse zufolge Überschreitung der mit dem

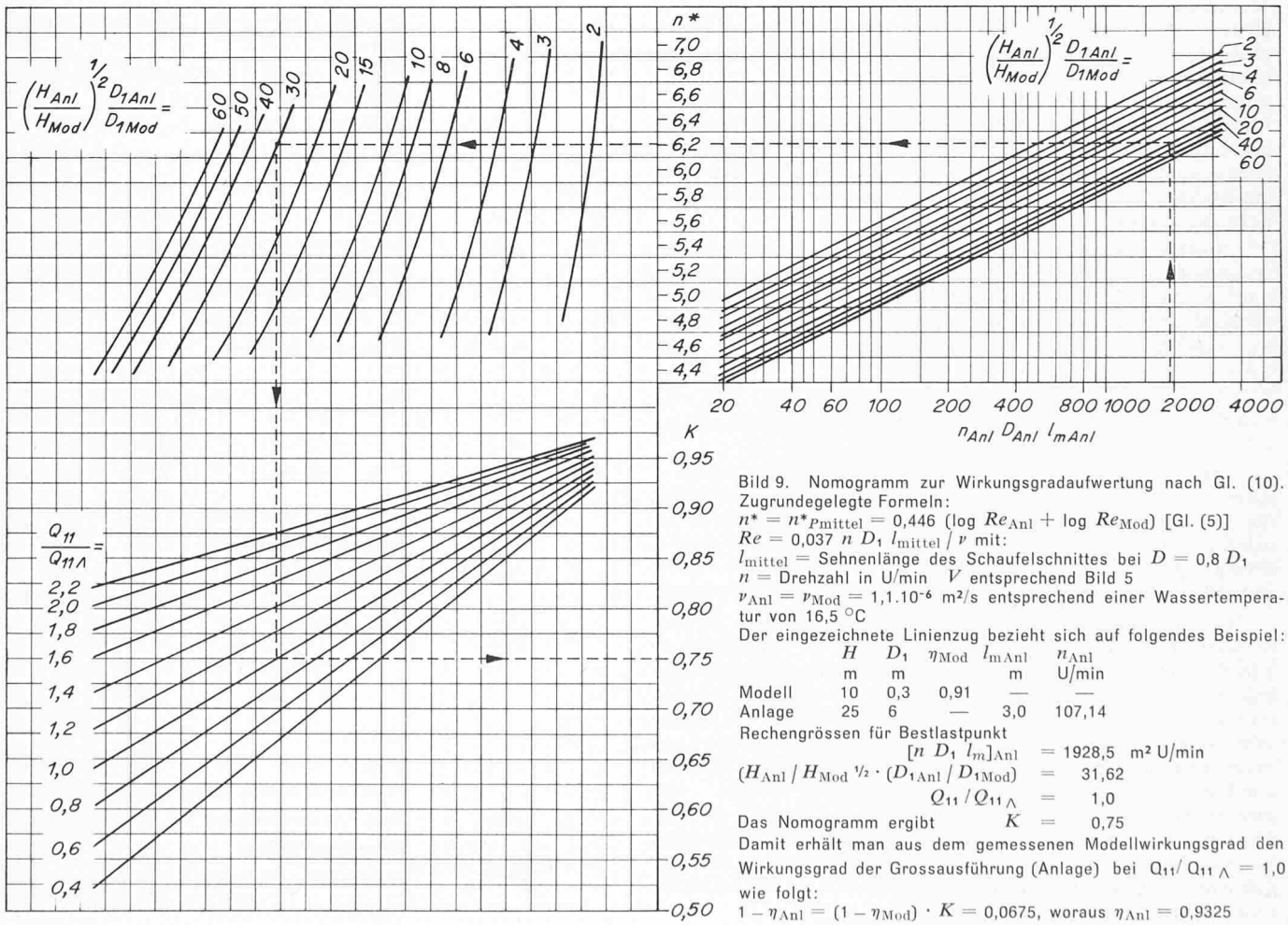


Bild 9. Nomogramm zur Wirkungsgradaufwertung nach Gl. (10).
Zugrundegelegte Formeln:
$n^* = n^*_{\mathrm{Pmittel}} = 0{,}446\ (\log Re_{\mathrm{Anl}} + \log Re_{\mathrm{Mod}})$ [Gl. (5)]
$Re = 0{,}037\ n\ D_1\ l_{\mathrm{mittel}} / \nu$ mit:
l_{mittel} = Sehnenlänge des Schaufelschnittes bei $D = 0{,}8\ D_1$
n = Drehzahl in U/min V entsprechend Bild 5
$\nu_{\mathrm{Anl}} = \nu_{\mathrm{Mod}} = 1{,}1 \cdot 10^{-6}$ m²/s entsprechend einer Wassertemperatur von 16,5 °C
Der eingezeichnete Linienzug bezieht sich auf folgendes Beispiel:

	H m	D_1 m	η_{Mod}	l_{mAnl} m	n_{Anl} U/min
Modell	10	0,3	0,91	—	—
Anlage	25	6	—	3,0	107,14

Rechengrössen für Bestlastpunkt
$[n\ D_1\ l_m]_{\mathrm{Anl}}$ = 1928,5 m² U/min
$(H_{\mathrm{Anl}} / H_{\mathrm{Mod}}{}^{1/2} \cdot (D_{1\mathrm{Anl}} / D_{1\mathrm{Mod}})$ = 31,62
$Q_{11} / Q_{11\Lambda}$ = 1,0
Das Nomogramm ergibt K = 0,75
Damit erhält man aus dem gemessenen Modellwirkungsgrad den Wirkungsgrad der Grossausführung (Anlage) bei $Q_{11}/Q_{11\Lambda}$ = 1,0 wie folgt:
$1 - \eta_{\mathrm{Anl}} = (1 - \eta_{\mathrm{Mod}}) \cdot K = 0{,}0675$, woraus $\eta_{\mathrm{Anl}} = 0{,}9325$

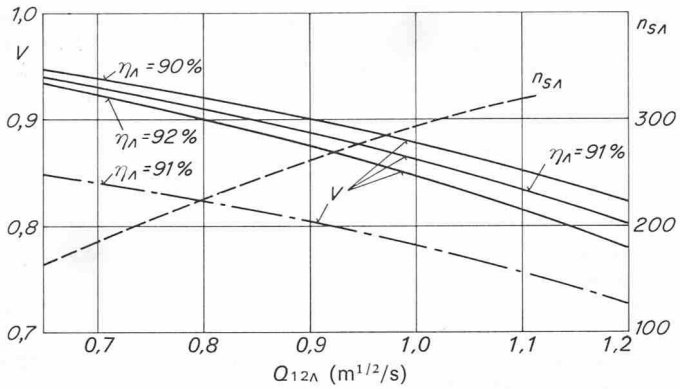


Bild 10. Aufwertbarer Reibungsverlustanteil V von Francisturbinen im Bestlastpunkt in Abhängigkeit vom Einheitsvolumenstrom. Bei den ausgezogenen Kurven wurde angenommen, dass 80 % der Saugrohrströmung mit nicht aufwertbaren kinetischen Verlusten behaftet ist und dass alle weiteren Strömungsverluste in der Turbine reibungsbedingt und somit aufwertbar sind. Bei der unteren, strichpunktierten Kurve wurde angenommen, dass 10 % der letzterwähnten Verluste von kinetischer Natur sind

Begriff «hydraulisch glatt» gekennzeichneten Oberflächenbeschaffenheit von grossem Interesse. Dabei stellt sich die Frage, wie die technische Rauhigkeit des betreffenden Turbinenelementes zu definieren, wie die äquivalente Sandrauhigkeit anzunehmen und wie der zugehörige Reibungsverlustanteil zu bestimmen sei. Solche Studien erlauben nur eine angenäherte Abschätzung der Grössenordnung allfälliger Wirkungsgradeinflüsse. Von Bedeutung sind dabei vor allem diejenigen Turbinenteile, an denen hohe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. Bei Kaplanturbinen sind dies die Laufschaufeln. In einem früheren Beitrag des Autors [6] wird der Rauhigkeitseinfluss am Beispiel der Kaplan-Laufschaufeln erläutert, so dass im vorliegenden Bericht nicht näher darauf eingegangen wird.

Zur eindeutigen Beurteilung der Versuchsergebnisse sollten Modellturbinen mit möglichst fein bearbeiteten bzw. «hydraulisch glatten» Oberflächen ausgeführt werden. Die Übertragung der Ergebnisse auf die entsprechende geometrisch ähnliche Grossanlage erfolgt dann mit Hilfe der Modellgesetze und der für «hydraulisch glatte Flächen» gültigen Aufwertungsformel. Die Wirkung allfälliger Rauhigkeitseinflüsse (Grossanlage) auf die aufgewerteten Wirkungsgrade können von Fall zu Fall abgeschätzt werden. Die Einbeziehung eines Rauhigkeitsparameters in die Aufwertungsformel erscheint mit Rücksicht auf die äusserst komplexe Natur dieser Einflussgrösse nicht zweckmässig.

Abschliessend sei erwähnt, dass die vorliegenden Studien über Widerstandsgesetze im Prinzip auch auf Francisturbinen anwendbar sind. Analoge Untersuchungen haben zu den nachstehenden Exponenten n^* geführt, die ausreichend genaue Mittelwerte darstellen, wie sie zur Aufwertung verwendet werden können.

$n^* = 5{,}3$ für die Aufwertung von Modell zu Modell

$n^* = 6{,}0$ für die Aufwertung im Re-Bereich Modell-Grossanlage.

Die Abschätzung des aufwertbaren Reibungsverlustanteiles V stösst bei Francisturbinen auf grössere Schwierigkeiten, weil es sich um die Beurteilung der weniger übersichtlichen halbaxialen Strömung handelt und die Einfachregulierung zusätzliche kinetische Verluste bedingt. Die Aufgabe wird allerdings erleichtert, wenn man sich auf den Beaufschlagungsbereich besten Wirkungsgrades beschränkt.

Die Ermittlung des aufwertbaren Verlustanteiles V, bzw. die dazu erforderliche Verlustanalyse, führt zu weiteren Problemen, da die Labyrinthverluste sowie die Radscheiben- und Kranzreibung schwer erfassbar sind. Hinzu kommt noch, dass sie vor allem bei Francisturbinen für grosse Fallhöhen einen wesentlichen Anteil von einigen Wirkungsgradprozenten ausmachen. Zum genaueren Studium dieser Verluste sind eingehende Untersuchungen an besonderen Prüfständen durchgeführt worden. Messungen am einfachsten Element – der geraden Spaltdichtung – deckten bereits den äusserst komplexen Charakter dieser Strömung auf. Es ist daher sehr schwierig, solche Verluste aufzuwerten bzw. auf Grossausführungen zu übertragen; dies umsomehr, als die geometrischen Verhältnisse aus konstruktiven Gründen vielfach verschieden sind.

Beschränkt man sich darauf, diese Einflussgrössen zu vernachlässigen, was für Turbinen für kleine und mittlere Fallhöhen am ehesten zulässig sein mag, so lässt sich die Ziffer V immerhin in ihrer Grössenordnung abschätzen. Unter der vorbehaltlichen Annahme, dass die Saugrohrströmung zu 80 % mit kinetischen Verlusten behaftet ist (analog zu Kaplanturbinen) und ferner, dass alle weiteren Strömungsverluste reibungsbedingt und somit aufwertbar sind, ergibt sich:

$$V = \frac{(1-\eta_\wedge) - \dfrac{H_{V(\text{kin. Sg})}}{H}}{1-\eta_\wedge} = 1 \quad \frac{C\,Q_{12\wedge}^2}{1-\eta_\wedge}. \tag{11}$$

Die Konstante C berücksichtigt die erwähnten 80 %, den Saugrohrwirkungsgrad η_{Sg} und ausserdem einen Faktor B, der das Verhältnis der wirklichen dynamischen Laufradaustrittsenergie zu der aus der mittleren Geschwindigkeit berechneten enthält.

$$C = B\,\frac{16}{\pi^2\,2\,g}\,(1-\eta_{Sg})\,0{,}8\,.$$

In Bild 10 ist V unter Annahme von $B = 1{,}25$ (Mittelwert aus Strömungsmessungen) und $\eta_{Sg} = 0{,}8$ für den praktisch vorkommenden Bereich der aufzuwertenden optimalen Modellwirkungsgrade $\eta_\wedge = 0{,}90$ bis $0{,}92$ dargestellt.

Wahrscheinlich liegt V eher etwas unter diesen Werten, da zumindest ein kleiner Anteil der Spiral-Stützschaufel-Leitrad- und Laufradverluste kinetischer Natur sein dürfte. Nimmt man diesen Anteil zu beispielsweise 10 % an, so ergeben sich V-Werte entsprechend der untersten Kurve in Bild 10. Mit den erwähntem Exponenten n^* und der Ziffer V gemäss Bild 10 kann die Aufwertung analog zur Kaplanturbine nach der Formel (10) berechnet werden.

Bezeichnungen

D_1	m	Nenndurchmesser des Kaplan-Laufrades
R_a	m	$= D_1/2$
D_2	m	Nenndurchmesser des Francis-Laufrades (Laufrad-Austritt)
l_{mittel}	m	Sehnenlänge der Laufschaufel am repräsentativen Radius (Zylinderschnitt)
n	U/min	Drehzahl der Turbine
H	m	Nettofallhöhe der Turbine
$H_{v\,\text{kin Sg}}$	m	kinetischer Anteil der Verluste im Saugrohr
Q_F	m³/s	sekundlicher Volumenstrom eines Flusses
Q_A	m³/s	maximaler Volumenstrom, der von allen Turbinen gemeinsam verarbeitet werden kann (Ausbauvolumenstrom)
Q	m³/s	Durchsatz einer Turbine
Q_{11}; Q_{12}	m$^{1/2}$/s	Einheitsvolumenstrom $Q_{11} = \dfrac{Q}{\sqrt{H}\,D_1^2}$ (Kaplan) $Q_{12} = \dfrac{Q}{\sqrt{H}\,D_2^2}$ (Francis)
η	%	Turbinenwirkungsgrad
η_{Sg}	%	Saugrohrwirkungsgrad
P	PS	Turbinenleistung
k_{u1}		spezifische Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenläufers $k_{u1} = \dfrac{n\,D_1\,\pi}{60\sqrt{2gH}}$
n_S		spezifische Drehzahl
$n_{S\wedge}$; $Q_{11\wedge}$; $Q_{12\wedge}$		Diese Grössen beziehen sich auf den Betriebspunkt besten Wirkungsgrades
w; w_∞	m/s	Relativgeschwindigkeit der Strömung
Re		Reynoldssche Zahl
ν	m²/s	kinematische Zähigkeit von Wasser
λ; c_f		Reibungsverlustbeiwert $= f(Re)$

V	Anteil der Reibungsverluste an den Gesamtverlusten (wird bei der Wirkungsgradaufwertung berücksichtigt)
n_P^*; n_R^*	Exponenten zur Beschreibung von Platten- bzw. Rohrreibung
$n^*_{P\,\text{mittel}}$; $n^*_{R\,\text{mittel}}$	Mittelwerte obiger Reibungsexponenten für einen bestimmten *Re*-Bereich
n^*	Globalexponent für die Wirkungsgrad-Aufwertung
$K = \dfrac{1 - \eta_{\text{Anl}}}{1 - \eta_{\text{Mod}}}$	Aufwertungsfaktor

Adresse des Verfassers: *Jörg Osterwalder*, o. Prof., Direktor des Institutes für Hydraulische Maschinen der Technischen Hochschule Darmstadt, Magdalenenstrasse 8–10, D–6100 Darmstadt.

Literaturverzeichnis

[1] *Keller, C.:* Aerodynamische Versuchsanlagen für hydraulische Maschinen. SBZ Bd. 110 (1937), Nr. 17, S. 203.

[2] *Osterwalder, J.:* Kaplanturbinen für hohe Gefälle. «Escher Wyss Mitteilungen» 25./26. Jg. (1952/53).

[3] *Seitz, E.* and *Keller, C.:* Proc. Fourth World Power Conference, London 1950, Paper No. 2, Section H. 3.

[4] *Mühlemann, E.:* Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Überdruck-Wasserturbinen. SBZ *66* (1948), H. 24, S. 331.

[5] *Hutton, S. P.:* Proc. Institut of Mechanical Engineers, Vol. 168 (1954), No. 28.

[6] *Osterwalder, J.:* Analyse der Verlustquellen bei Francis- und Kaplanturbinen und Beispiele für deren Verminderung. «Escher Wyss Mitteilungen». *37* (1964), H. 3, bzw. Bericht 75 II A zur Weltkraftkonferenz, Lausanne 1964.

Concours du viaduc de Flamatt de la N 12

DK 624.21.037:625.711.3

Par **M. Rollier**, ingénieur en chef-adjoint du Bureau des autoroutes, Fribourg

Le bureau des autoroutes du canton de Fribourg a ouvert, en juillet 1966, un concours restreint pour l'étude du viaduc de Flamatt, sur le tracé de la N 12 entre Fribourg et Berne. Les six bureaux d'ingénieurs invités étaient:

— Ateliers de constructions mécaniques de Vevey
— Giovanola S. A., constructions métalliques, à Monthey
— Bureau d'Ingénieurs Stucki et Hofacker, à Zurich
— Bureau d'Ingénieurs Tremblet, à Genève
— Bureau d'Ingénieurs Wanzenried et Martinoia, à Berne
— Bureau d'Ingénieurs von der Weid, à Fribourg

Situation générale de l'ouvrage. Le viaduc de Flamatt est destiné à assurer le passage de la N 12 par dessus le village de Flamatt. Sa pente d'environ 4 % permet, sur la longueur de l'ouvrage qui est d'environ 700 m, de raccorder le plateau dominant la localité, à la plaine de la Singine. La hauteur maximum de l'ouvrage est d'environ 30 m. Un problème d'implantation des piles se posait aux concurrents: le centre du village subira un développement que la construction prévue ne devrait pas entraver.

Contingences techniques particulières. La berme centrale de ce tronçon de route nationale de deuxième classe est réduite à 2 m, si bien que la liberté était laissée aux concurrents de choisir si la section en travers du pont devait comporter un ou deux tabliers. A cet égard, on n'imposait, sur la largeur de tablier de 20 m qu'une seule condition: la glissière de sécurité centrale devait se trouver à l'axe afin de ne pas réduire le gabarit des chaussées.

D'autre part, étant donné que la route surplombera une zone bâtie, les concurrents devaient tenir compte, sur les bords extérieurs du tablier, d'un parapet continu en béton. Pour la même raison, il était souhaitable que la solution choisie gêne au minimum la population, que ce soit au stade de construction ou à celui d'exploitation.

Géologie. Si la molasse n'affleure pratiquement pas dans le profil en long de l'ouvrage, elle ne se trouve qu'à une profondeur d'environ 5 m sur la plus grande partie, recouverte de graviers. Seule la culée ouest présentait a priori un problème de fondation, la roche se trouvant à 12 m sous des alluvions fluvioglaciaires. Les conditions du concours exigeaient que toutes les fondations reposent sur la molasse saine. Toutefois, une difficulté d'exécution était posée par la présence quasi continue d'une nappe aquifère dont l'épaisseur est d'environ 2 mètres.

Projet 111121

Conception générale. Afin d'adapter la construction à la hauteur variable au-dessus du sol, un rythme de portées a été choisi selon une série géométrique de raison 1,09. L'ouvrage ne comporte qu'un seul tablier en béton coulé sur place. La hauteur statique varie linéairement de 4 ‰. La longueur du pont est de 699 mètres.

Le système statique choisi est un cadre multiple de 12 travées à moment d'inertie variable, avec goussets et piliers de sections variables, articulés ou encastrés. Il n'existe pas d'autres joints de dilatation que ceux des extrémités. Pour compenser les efforts du retrait et du fluage, il est prévu de riper la base des piliers trop éloignés du point fixe du cadre.

Piles. Un seul pilier par appui, de forme trapézoïdale, supporte le tablier. Trois piles sont pendulaires, les autres sont encastrées à la base et dans le pont. Certaines subiront un ripage de la base après l'effet principal du fluage et du retrait. La plupart des piliers sont pleins, de section rectangulaire, les deux plus longs sont évidés. A une exception près, la fondation des piles se fait sur pieux forés.

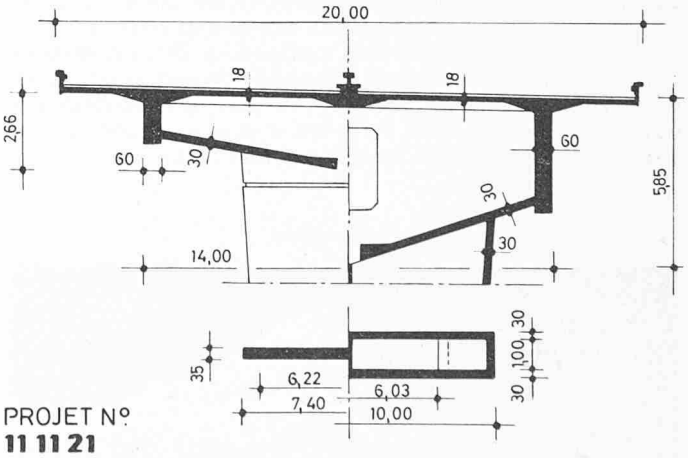
Tablier. La dalle de béton, d'une épaisseur minimale de 18 cm est portée par deux poutres principales de 60 cm d'épaisseur et par un longeron central. Ce dernier sert aussi de parapet médian et supporte la glissière de sécurité d'axe; il s'appuie sur les entretoises. L'entraxe des poutres est de 13,40 m, les portafaux étant ainsi de 3 mètres. Les dalles de compression sur appuis ont la forme de deux triangles; elles sont inclinées de façon à former deux faces de pyramides avec pointes en-bas. De nombreuses entretoises permettent de faire porter la dalle sur quatre côtés dans les champs de petite portée. Toutes les travées sont précontraintes.

Exécution. La construction est prévue en cinq étapes de bétonnage sur échafaudage classique, le béton étant amené à pied d'œuvre par un blondin sur trois mâts, d'une longueur de 700 m.

Projet 121121

Conception générale. Cet ouvrage, d'une longueur de 684 m, est constitué d'un seul tablier en éléments préfabriqués en béton, reposant sur deux poutres métalliques à inertie variable.

Le système statique est une poutre continue de 13 travées. Les appuis sont mobiles aux deux extrémités, de même que sur les trois dernières piles côté Berne.



Auteur: Bureau d'ingénieurs Tremblet, Genève

Coupes du tablier et des piliers, échelle 1:260